

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

Návrh stavební míchačky s užitečným objemem 120 l

Design of a Building Mixer with a 120 l Effective Volume

Student:

Tomáš Jašek

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Daniel Pišťáček, Ph.D.

Ostrava 2010

## Zadání bakalářské práce

Student: **Tomáš Jašek**  
Studijní program: **B2341 Strojírenství**  
Studijní obor: **2302R010 Konstrukce strojů a zařízení**  
Specializace: **40 Konstrukce strojních dílů a skupin**  
Téma: **Návrh stavební míchačky s užitečným objemem 120 l**  
**Design of a Building Mixer with a 120 l Effective Volume**

### Zásady pro vypracování:

Vypracujte konstrukční návrh malé stavební míchačky dle zadaných podmínek. Zpracujte:

- přehled nabídky malých stavebních míchaček na trhu
- základní návrhové a kontrolní výpočty zvoleného provedení pohonu a dalších prvků stroje.

### Zadané podmínky:

- užitečný objem bubny míchačky cca 120 l
- pohon elektromotorem (1 x 230 V nebo 3 x 400 V)
- jednoduchá konstrukce, snadná manipulace se strojem.

### Požadovaný rozsah práce

- hlavní textová část cca 30 stran
- v přílohách výkres sestavy (min. formát A1) a vybraný výrobní výkres.

### Seznam doporučené odborné literatury:

KALÁB, K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části pohonů strojů*. 1. vyd. Ostrava: VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2008. 130 s. ISBN 978-80-248-1860-3.

KALÁB, K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části spojovací*. 1. vyd. Ostrava: VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2007. 91 s. Dotisk 1. vyd. 2008. ISBN 978-80-248-1290-8.

MORAVEC, V., HAVLÍK, J.: *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. 1. vyd. Ostrava: VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2005. 72 s. ISBN 80-248-0878-1.

LEINVEBER, J., VÁVRA, P.: *Strojnické tabulky*. 3. dopl. vyd. Úvaly: ALBRA – pedagogické nakladatelství, 2006. ISBN 80-7361-033-7.

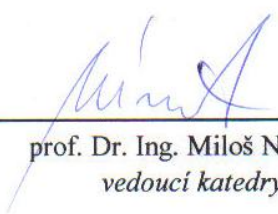
Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Daniel Pišťáček, Ph.D.**

Datum zadání: 18.12.2009

Datum odevzdání: 21.05.2010



  
\_\_\_\_\_  
prof. Dr. Ing. Miloš Němček  
vedoucí katedry

  
\_\_\_\_\_  
prof. Ing. Radim Farana, CSc.  
děkan fakulty

### **Prohlášení studenta**

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě ..... 21. 5. 2010 .....

..... Tomáš Jarek .....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci, obsažené v Záznamu o závěrečné práci, umístěném v příloze mé kvalifikační práce, budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě ..... 21. 5. 2010 .....

.....  
Tomáš Jašek  
Tomáš Jašek

Květinová 847/32

Bolatice

747 23

## **ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE**

JASEK, T. Návrh stavební míchačky s užitečným objemem 120 l: bakalářská práce.

Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů – 347, 2010, 35 s. Vedoucí práce: Pišťáček, D.

Bakalářská práce se zabývá konstrukčním návrhem malé stavební míchačky. V úvodu je provedeno porovnání možných způsobů provedení pohonu stroje, jejich výhody a nevýhody použití. Následně je zpracován přehled nabídky malých konstrukčních míchaček na trhu. Dále je řešen pohon stavební míchačky – základní návrhové a kontrolní výpočty zvoleného provedení pohonu stroje – návrh a výpočet řemenového převodu a kuželového soukolí, zatížení hřídele a jeho průběh, bezpečnost hřídele. V příloze bakalářské práce je doložen sestavný výkres stavební míchačky a výrobní výkres hřídele.

## **ANNOTATION OF BACHELOR THESIS**

JASEK, T. Design of a Building Mixer with a 120 l Effective Volume: Bachelor Thesis.

Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machine parts and Mechanisms – 347, 2010, 35 p. Thesis head: Pišťáček, D.

The bachelor thesis deals with the design of a small cement mixer. In the introduction, there is comparison of possible manners of performance of a gear, their advantages and disadvantages of using. As next there is a summary of a small mixers on the market. It is solved gear of cement mixers - the basic design and check calculations of the selected drive performance of a gear - design and calculation of belt drive and bevel gear, shaft load, its progress and safety of a shaft. As an attachment of the bachelor thesis there are assembly drawing and manufacturing drawing of the shaft.

# Obsah

strana

Seznam použitých značek a symbolů

1 Úvod .....	1
2 Průzkum trhu .....	3
2.1 Spádové míchačky .....	3
2.2 Talířové míchačky .....	9
3 Pohon stroje .....	11
4 Návrh a výpočet řemenového převodu dle [4] .....	13
4.1 Návrh výpočtových průměrů řemenic $D_1$ a $D_2$ .....	14
4.2 Návrh osové vzdálenosti a délky řemene .....	15
4.3 Výpočet předpětí řemene .....	18
4.4 Návrh malé klínové řemenice .....	19
5 Návrh kuželového soukolí s přímými zuby .....	21
5.1 Silové poměry v ozubení .....	22
6 Zatížení hřídele .....	23
6.1 Výpočet a průběh ohybových a točivých momentů a posouvajících sil .....	23
7 Bezpečnost hřídele .....	27
7.1 Definování nebezpečných průřezů a stanovení jejich namáhání .....	27
7.2 Statická kontrola hřídele .....	28
7.3 Dynamická kontrola hřídele .....	29
8 Závěr .....	32
9 Seznam použité literatury .....	33
10 Seznam příloh .....	34

## Seznam použitých značek a symbolů

$A$	Osová vzdálenost řemenového převodu	[mm]
$A_{MAX}$	Osová vzdálenost pro další napínání řemene během provozu	[mm]
$A_{min}$	Minimální osová vzdálenost řemenového převodu	[mm]
$A_{MIN}$	Osová vzdálenost pro nasazení řemene	[mm]
$A_{sk}$	Skutečná osová vzdálenost řemenového převodu	[mm]
$\sqrt{A}$	Neuberova konstanta	[mm <sup>-0,5</sup> ]
$C_a$	Součinitel vlivu úhlu opásání	[-]
$C_k$	Součinitel počtu řemenů v převodu	[-]
$C_L$	Součinitel vlivu délky řemene	[-]
$C_P$	Součinitel dynamičnosti a pracovního režimu	[-]
$D$	Normalizovaný výpočtový průměr řemenic	[mm]
$D_{min}$	Minimální výpočtový průměr řemenic	[mm]
$D_1$	Výpočtový průměr hnací řemenice	[mm]
$D_2$	Výpočtový průměr hnané řemenice	[mm]
$F$	Přenášená obvodová síla	[N]
$F_0$	Předpětí řemene	[N]
$F_{a1}$	Axiální síla působící na pastorek	[N]
$F_{a2}$	Axiální síla působící na kolo	[N]
$F_{NS}$	Napínací síla řemene	[N]
$F_{r1}$	Radiální síla působící na pastorek	[N]
$F_{r2}$	Radiální síla působící na kolo	[N]
$F_{t1}$	Tečná síla působící na pastorek	[N]
$F_{t2}$	Tečná síla působící na kolo	[N]
$F_V$	Výslednice předepjatých sil	[N]
$K$	Celkový počet řemenů	[-]
$K_A$	Dynamický součinitel	[-]
$L$	Šířka náboje	[mm]
$L_P$	Uzavřená délka řemene	[mm]
$L_P'$	Předběžná výpočtová délka řemene	[mm]
$M$	Šířka řemene	[mm]
$N_0$	Ideální jmenovitý výkon na 1 řemen	[kW]



$N_p$	Skutečný výkon přenášený 1 řemenem v provozních podmínkách	[kW]
$P_1$	Jmenovitý výkon elektromotoru	[kW]
$P_2$	Výkon na hřídeli	[kW]
$P_3$	Výkon na bubnu	[kW]
$R_{xyA}$	Reakce v ložisku A v rovině xy	[N]
$R_{xyB}$	Reakce v ložisku B v rovině xy	[N]
$R_{xzA}$	Reakce v ložisku A v rovině xz	[N]
$R_{xzB}$	Reakce v ložisku B v rovině xz	[N]
$T$	Výška řemene	[mm]
$T_1$	Točivý moment hnací řemenice	[Nm]
$T_{2,3}$	Točivý moment hnané řemenice a pastorku	[Nm]
$T_4$	Točivý moment bubnu	[Nm]
$W$	Šířka řemene na vnější straně	[mm]
$W_p$	Výpočtová šířka řemene v rovině neutrálních vláken průřezu ohnutého řemene	[mm]
$b$	Rozměr drážky řemenice	[mm]
$d$	Průměr vrtání řemenice	[mm]
$e$	Rozměr drážky řemenice	[mm]
$f$	Rozměr drážky řemenice	[mm]
$f$	Součinitel vláknového tření	[-]
$f_0$	Součinitel suchého smykového tření	[-]
$f_K$	Součinitel tření v klínové drážce	[-]
$h$	Rozměr drážky řemenice	[mm]
$i_{1,2}$	Převodový poměr řemenového převodu	[-]
$i_{3,4}$	Převodový poměr kuželového soukolí	[-]
$i_{sk}$	Skutečný převodový poměr řemenového převodu	[-]
$k$	Bezpečnost proti prokluzu	[-]
$k_s$	Součinitel statické bezpečnosti	[-]
$k_{st}$	Součinitel statické bezpečnosti ve smyku	[-]
$k_{d\sigma}$	Součinitel dynamické bezpečnosti v ohybu	[-]
$k_v$	Výsledná bezpečnost	[-]
$l$	Délka pera	[mm]
$l_p$	Výpočtová šířka drážky řemenice	[mm]
$m_n$	Modul kuželového soukolí	[mm]

$n_1$	Otáčky hnací řemenice	$[\text{min}^{-1}]$
$n_{2,3}$	Otáčky hnané řemenice a pastorku	$[\text{min}^{-1}]$
$n_4$	Otáčky bubnu	$[\text{min}^{-1}]$
$p_{D2}$	Dovolený měrný tlak	$[\text{MPa}]$
$s$	Skluz řemene	$[-]$
$t_1$	Hloubka drážky	$[\text{mm}]$
$v_1$	Obvodová rychlost hnací řemenice	$[\text{ms}^{-1}]$
$v_2$	Obvodová rychlost hnané řemenice	$[\text{ms}^{-1}]$
$z_1$	Počet zubů pastorku	$[-]$
$z_2$	Počet zubů kola	$[-]$
$\Delta e$	Tolerance rozměrů drážky řemenice	$[\text{mm}]$
$\Delta f$	Tolerance rozměrů drážky řemenice	$[\text{mm}]$
$\Delta i$	Tolerance převodového poměru řemenového převodu	$[\%]$
$\alpha$	Úhel opásání malé řemenice	$[\circ]$
$\alpha_0$	Úhel klínu řemene	$[\circ]$
$\alpha_\sigma$	Součinitel vrubu pro ohyb	$[-]$
$\alpha_\tau$	Součinitel vrubu pro krut	$[-]$
$\beta$	Vrubový součinitel	$[-]$
$\gamma$	Doplňkový úhel řemenice	$[\circ]$
$\delta_1$	Úhel površky roztečného kužele pastorku	$[\circ]$
$\varepsilon_v$	Součinitel velikosti	$[-]$
$\eta$	Součinitel jakosti povrchu	$[-]$
$\rho$	Součinitel vrubové citlivosti	$[-]$
$\sigma_{ao}$	Amplituda napětí	$[\text{MPa}]$
$\sigma_{Co}$	Mez únavy hladkého vzorku	$[\text{MPa}]$
$\sigma_{Co}^*$	Mez únavy skutečné součásti	$[\text{MPa}]$
$\sigma_{red}$	Redukované napětí	$[\text{MPa}]$
$\sigma_{so}$	Ohybové napětí	$[\text{MPa}]$
$\tau_D$	Dovolené napětí v krutu hřídele	$[\text{MPa}]$
$\tau_s$	Smykové napětí	$[\text{MPa}]$
$\psi_L$	Poměrná šířka kola	$[-]$
$\psi_m$	Poměrná šířka	$[-]$
$\omega_1$	Úhlová rychlost hnací řemenice	$[\text{s}^{-1}]$
$\omega_2$	Úhlová rychlost hnané řemenice	$[\text{s}^{-1}]$

# 1 Úvod

Stavební míchačky jsou určeny k míchání stavebních směsí. Jsou to spolehlivé, technicky vyzrálé stroje pro výrobu betonu a malty.

Tato bakalářská práce řeší vlastní konstrukční návrh malé stavební míchačky. Zaměřuje se především na řešení provedení pohonu stroje. Pro pohon stavební míchačky je možné použít řemenový nebo řetězový převod. Výhody a nevýhody řemenového převodu jsou uvedeny v tab. 1.1, výhody a nevýhody řetězového převodu jsou uvedeny v tab. 1.2. Navrhovaný pohon stroje se skládá z jednofázového asynchronního motoru, jednoduchého svislého řemenového převodu a kuželového soukolí.

Tab. 1.1 Výhody a nevýhody řemenového převodu

Výhody	Nevýhody
Tichý chod	Převodový poměr není konstantní
Pružný záběr	Nižší účinnost $\eta \sim 0,9$ [-]
Zachycení a tlumení rázů řemenem	Nutné napínání řemenů – napínací zařízení
Pojistka proti přetížení	Větší namáhání ložisek
Jednoduchá a levná výroba	Citlivost řemene na vysokou teplotu
Snadné seřízení, údržba a provoz	Větší rozměry převodu

Tab. 1.2 Výhody a nevýhody řetězového převodu

Výhody	Nevýhody
Bezpečný přenos obvodové síly	Zvětšování délky řetězu – nutné napínání
Dobrá účinnost až 98%	Nutná stavitelná vzdálenost hřídelů
Nepotřebuje předpětí	Vyžaduje přesnou montáž
Řetěz není citlivý k pracovnímu prostředí	Nerovnoměrnost chodu převodu
Snadná montáž a výměna řetězu	Hlučnost převodu
Velká trvanlivost	Nemožnost prokluzu při přetížení

### **Cíle bakalářské práce:**

- Vypracování konstrukčního návrhu malé stavební míchačky dle zadaných podmínek.
- Zpracování přehledu nabídky malých stavebních míchaček na trhu.
- Zpracování základních návrhových a kontrolních výpočtů zvoleného provedení pohonu a dalších prvků stroje.

## 2 Průzkum trhu

Stavební míchačky mají různá konstrukční provedení. Mohou se rozdělit na:

- spádové
- talířové

### 2.1 Spádové míchačky

Pro prezentaci spádových míchaček byly použity hlavně výrobky firmy Atika, protože je jedna z předních výrobců stavební techniky a je známá po celém světě svou kvalitou a spolehlivostí. Všechny uvedené typy jsou pro elektrické napájení 1x230 V, mohou však být i v provedení 3x400 V.

Podle objemu bubnu se míchačky rozdělují na:

- Objem bubnu cca 130 l

**ATIKA Comet 130** – Touto míchačkou (obr. 2.1) se na jedno namíchání vyrobí směs přibližně pro 1,5 stavebního kolečka. Předností je stabilní konstrukce, stabilní pojezd, robustní buben a velice tichý chod. K přenesení síly využívá pohon kuželovými koly. Míchačka má dvouplášťový buben, hnací hřídel je uložen v kuličkovém ložisku [9].



Obr. 2.1 ATIKA Comet 130

Technické parametry jsou uvedeny v tab. 2.1.

Tab. 2.1 Technické parametry

Elektrické napájení	230 V/50 Hz
Hmotnost	53 kg
Rozměr	1200x680x1280 mm
Objem bubnu	130 l
Výkon P/S1	600/750 W
Ochranná izolace	Dvojitá
Max. objem mokré směsi	100 l

**Rollbeta** – Lehká, kompaktní a snadno přemístitelná míchačka od firmy IMER (obr. 2.2). Možná verze s plastovým bubnem. S monofázovým motorem má převody z oceli a technopolimeru, se spalovacím motorem má jen ocelové převody [15].



Obr. 2.2 Rollbeta

Technické parametry jsou uvedeny v tab. 2.2.

Tab. 2.2 Technické parametry

Objem bubnu	134 l
Objem směsi	100 l
Hmotnost stroje	46 kg
Rozměr kol	370x60 mm
Výkon motoru	0,3 kW
Rozměry stroje	1170x920x660 mm

**BELLE Minimix 150** – Tuto míchačku (obr. 2.3) lze použít jak bez stojanu, tak i na stojanu. Má pohon přes uzavřenou šnekovou převodovku. Buben je na závit a lze jej pro údržbu snadno vytočit [14].



Obr. 2.3 BELLE Minimix 150

Technické parametry jsou uvedeny v tab. 2.3.

Tab. 2.3 Technické parametry

Objem bubnu	136 l
Max. objem suché směsi	110 l
Max. objem mokré směsi	80 l
Otáčky bubnu	24 min <sup>-1</sup>
Příkon: Motor 230 V	550 W
Výška se stojanem	1660 mm
Výška bez stojanu	880 mm
Šířka	600 mm
Délka	1260 mm
Váha včetně stojanu	78,5 kg
Váha bez stojanu	62 kg



- Objem bubnu cca 145 l

**ATIKA Profi 145** – Míchačka (obr. 2.4) pro objem cca 2 stavebních koleček stavební směsi. Má robustní pojezd s pevnými elastickými kolečky, včetně stabilní konstrukce a posíleným rámem. Dlouhá životnost, tichý chod, vynikající výsledky míchání [9].



Obr. 2.4 ATIKA Profi 145

Technické parametry jsou uvedeny v tab. 2.4.

Tab. 2.4 Technické parametry

Hlučnost	78 dB
Elektrické napájení	230 V/50 Hz
Hmotnost	60 kg
Rozměr	1200x680x1280 mm
Objem bubnu	145 l
Výkon P/S1	700/750 W
Ochranná izolace	Dvojitá
Max. objem mokré směsi	115 l

- Objem bubnu cca 165 l

**ATIKA Dynamic 165** – Míchačka (obr. 2.5) na cca 3 stavební kolečka, robustní konstrukce, celogumová kolečka, posílený rám, naddimenzované ruční ovládání bubnu, nastavitelný hnací řemen [9].



Obr. 2.5 ATIKA Dynamic 165

Technické parametry jsou uvedeny v tab. 2.5.

Tab. 2.5 Technické parametry

Hlučnost	80 dB
Elektrické napájení	230 V/50 Hz
Hmotnost	80 kg
Rozměr	1360x912x1355 mm
Objem bubnu	165 l
Výkon P/S1	800/750 W
Ochranná izolace	Dvojitá
Max. objem mokré směsi	120 l

## 2.2 Talířové míchačky

- Míchačky s nuceným oběhem (cyklonové míchačky)

**ATIKA Compact 100** – Míchačka (obr. 2.6) na 1,5 stavebního kolečka. Rychlost míchání je 4-5 krát vyšší než u klasické bubnové míchačky. Funguje na principu míchacích ramen rotujících vysokou rychlostí kolem vnitřní osy statické míchací nádrže. Míchání je prováděno několika rameny, která zároveň zajišťují stírání směsi z boku i celého dna míchací nádoby [9].



Obr. 2.6 ATIKA Compact 100

Technické parametry jsou uvedeny v tab. 2.6.

Tab. 2.6 Technické parametry

Elektrické napájení	230 V/50 Hz
Hmotnost	80 kg
Rozměr	720x690x1190 mm
Výkon	2000/1500 W
Objem bubnu	100 l

- Aktivační míchačky

**A 100** – Aktivační míchačka (obr. 2.7) od firmy FILAMOS. Podstata fungování míchačky je založena na rychle rotujícím válcovitém míchadle umístěném na výkyvném zvedacím ramenu. K míchání směsi dochází mezi tímto rychle rotujícím míchadlem a stěnou nádoby, která má protisměrný pomalý otáčivý pohyb. Pohon míchačky je řešen prostřednictvím dvou samostatných elektromotorů pohánějících míchadlo a míchací nádobu [11].



Obr. 2.7 A 100

Technické parametry jsou uvedeny v tab. 2.7.

Tab. 2.7 Technické parametry

Max. objem nádrže	100 l
Max. užitný objem	70 l
Max. otáčky míchadla	1420 min <sup>-1</sup>
Max. otáčky nádoby	25 min <sup>-1</sup>
Výkon míchadlo/nádoba	3/0,75 kW
Napětí	400 V
Hmotnost	250 kg

### 3 Pohon stroje

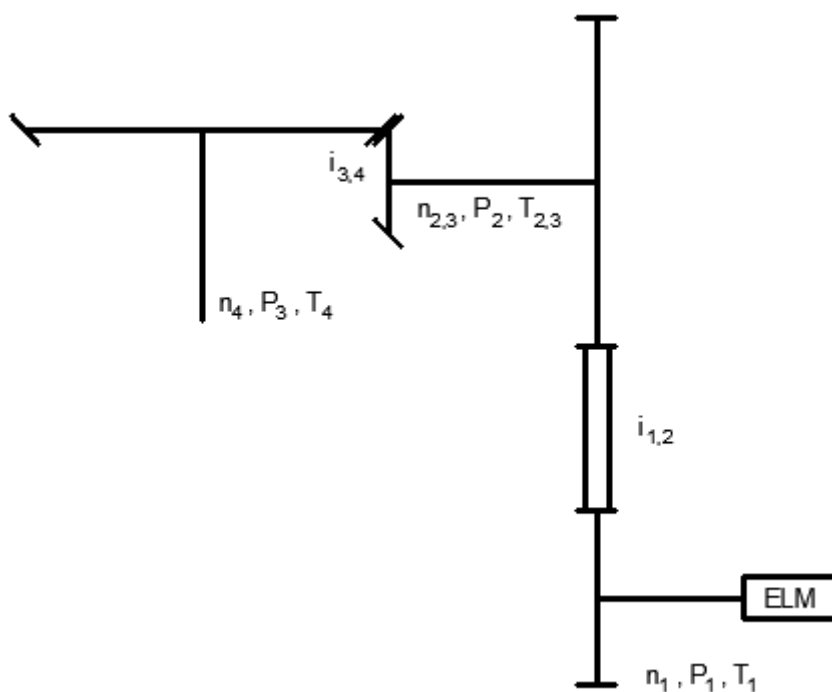
Navrhovaný pohon stroje (obr. 3.1) se skládá z:

- jednofázového asynchronního motoru s rotorem nakrátko, provedení patkové, značka Siemens, označení motoru 1LF7083-AB. Technické parametry elektromotoru jsou uvedeny v tab. 3.1.

Tab. 3.1 Technické parametry elektromotoru

Jmenovitý výkon	0,75 kW
Velikost	80 mm
Otáčky	1405 min <sup>-1</sup>
Účinnost	71 %
Napětí	230 V
Hmotnost	10,1 kg

- jednoduchého svislého řemenového převodu, převodový poměr  $i = 4$
- kuželového soukolí s přímými zuby, převodový poměr  $i = 8$



Obr. 3.1 Schéma pohonu stroje

Převodový poměr řemenového převodu:

$$i_{1,2} = \frac{n_1}{n_{2,3}} \quad (3.1)$$

Otáčky hnané řemenice a pastorku:

$$n_{2,3} = \frac{n_1}{i_{1,2}} = \frac{1405}{4} = 351 \text{ min}^{-1} \quad (3.2)$$

Otáčky bubnu:

$$n_4 = \frac{n_1}{i_{1,2} \cdot i_{3,4}} = \frac{1405}{4 \cdot 8} = 43,9 \text{ min}^{-1} \quad (3.3)$$

Jmenovitý výkon elektromotoru:

$$P_1 = T_1 \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n_1}{60} \quad (3.4)$$

Točivý moment hnací řemenice

$$T_1 = \frac{P_1 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n_1} = \frac{0,75 \cdot 10^3 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 1405} = 5,10 \text{ Nm} \quad (3.5)$$

Výkon na hřídeli:

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_{1,2} = 0,75 \cdot 0,98 = 0,74 \text{ kW} \quad (3.6)$$

Točivý moment hnané řemenice a pastorku:

$$T_{2,3} = \frac{P_2 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n_{2,3}} = \frac{0,74 \cdot 10^3 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 351} = 20,13 \text{ Nm} \quad (3.7)$$

Výkon na bubnu:

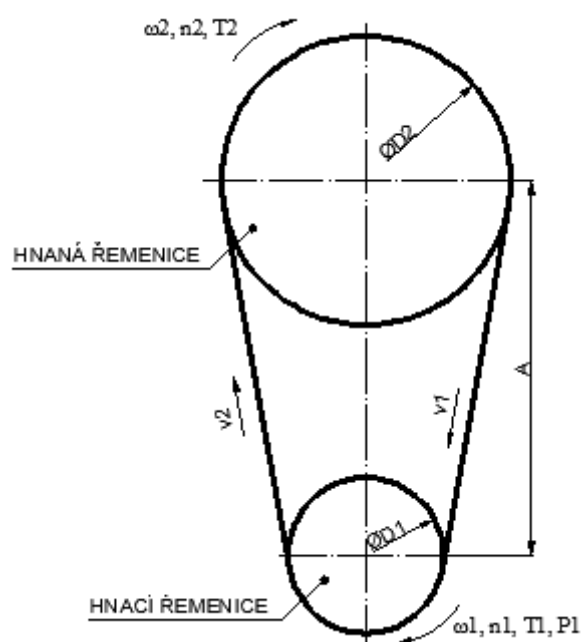
$$P_3 = P_1 \cdot \eta_{1,2} \cdot \eta_{3,4} = 0,75 \cdot 0,98 \cdot 0,98 = 0,72 \text{ kW} \quad (3.8)$$

Točivý moment bubnu:

$$T_4 = \frac{P_3 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n_4} = \frac{0,72 \cdot 10^3 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 43,9} = 156,62 \text{ Nm} \quad (3.9)$$

## 4 Návrh a výpočet řemenového převodu dle [4]

Návrh jednoduchého svislého převodu pomocí klínového řemene je na obr. 4.1. Hnací klínový řemen klasického průřezu podle ČSN 02 3110 přenáší jmenovitý výkon  $P_1 = 0,75 \text{ kW}$  a jmenovité otáčky  $n_1 = 1405 \text{ min}^{-1}$ . Převod je určen převodovým poměrem  $i = 4$  a tolerancí převodového poměru  $\Delta i = \pm 4\%$ .

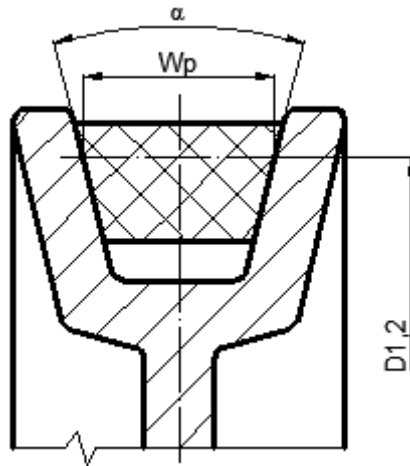


Obr. 4.1 Schéma jednoduchého převodu pomocí řemene

Dle ČSN 02 3111 [1] je průřez řemene velikosti Z, který se používá do 2 kW přenášeného výkonu.

## 4.1 Návrh výpočtových průměrů řemenic $D_1$ a $D_2$

Minimální výpočtový průměr řemenic je  $D_{\text{MIN}} = 63 \text{ mm}$ . Dle ČSN 02 3180 [1] je průměr hnací řemenice  $D_1 = 63 \text{ mm}$  (obr. 4.2).



Obr. 4.2 Výpočtové průměry řemenic

$$D_2 = D_1 \cdot i = 63 \cdot 4 = 252 \text{ mm} \Rightarrow D_2 = 250 \text{ mm} \quad (4.1)$$

$$i \cdot \left(1 - \frac{\Delta i}{100}\right) \leq i_{SK} \leq i \cdot \left(1 + \frac{\Delta i}{100}\right) \quad (4.2)$$

$$3,97 \cdot \left(1 - \frac{4}{100}\right) \leq 4,05 \leq 3,97 \cdot \left(1 + \frac{4}{100}\right)$$

$$3,81 < 4,05 < 4,13$$

Teoretický převodový poměr:

$$i = \frac{D_2}{D_1} = \frac{250}{63} = 3,97 \quad (4.3)$$

Skutečný převodový poměr:

$$i_{SK} = \frac{D_2}{D_1 \cdot (1-s)} = \frac{250}{63 \cdot (1-0,02)} = 4,05 \quad (4.4)$$

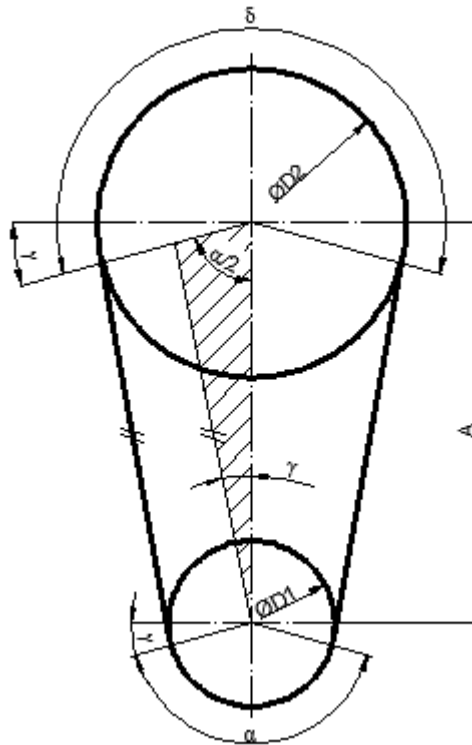
Volen skluz  $s = 0,02$  pro řemen typu Industrial.



Obvodová rychlost:

$$v_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_1}{60} = \frac{\pi \cdot 0,063 \cdot 1405}{60} = 4,65 \text{ ms}^{-1} \quad (4.5)$$

## 4.2 Návrh osové vzdálenosti a délky řemene



Obr. 4.3 Úhly opásání řemenového převodu

Úhel opásání hnací řemenice (obr. 4.3):

$$\cos \frac{\alpha}{2} = \frac{D_2 - D_1}{2 \cdot A} = \frac{250 - 63}{2 \cdot 250} \Rightarrow \frac{\alpha}{2} = 68^\circ \Rightarrow \alpha = 136^\circ \quad (4.6)$$

Minimální osová vzdálenost:

$$\cos \frac{90}{2} = \frac{D_2 - D_1}{2 \cdot A_{MIN}}$$

$$\frac{\sqrt{2}}{2} = \frac{D_2 - D_1}{2 \cdot A_{MIN}}$$

$$A_{MIN} = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot (D_2 - D_1) = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot (250 - 63) = 132,23 \text{ mm} \quad (4.7)$$

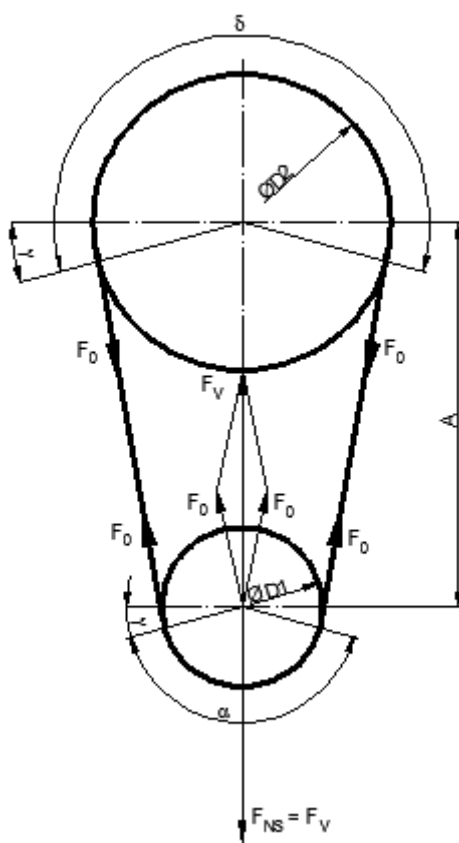
Obvykle se volí osová vzdálenost poněkud větší a to v rozmezí:

$$0,7 \cdot (D_1 + D_2) < A < 2 \cdot (D_1 + D_2) \quad (4.8)$$

$$0,7 \cdot (63 + 250) < A < 2 \cdot (63 + 250)$$

$$219,1 < A < 626$$

Volena osová vzdálenost  $A = 250 \text{ mm}$ .



Obr. 4.4 Předpětí řemene

Předběžná geometrická délka řemene (obr. 4.4):

$$L_p' = 2 \cdot A \cdot \sin \frac{\alpha}{2} + \pi \cdot D_1 \cdot \frac{\alpha}{360} + \pi \cdot D_2 \cdot \frac{\delta}{360} \quad (4.9)$$

$$\alpha = 180 - 2 \cdot \gamma \quad (4.10)$$

$$\delta = 180 + 2 \cdot \gamma \quad (4.11)$$

$$\begin{aligned} L_p' &= 2 \cdot A \cdot \sin \frac{\alpha}{2} + \frac{\pi}{2} \cdot (D_1 + D_2) + \frac{\pi \cdot \gamma}{180} \cdot (D_2 - D_1) \\ &= 2 \cdot 250 \cdot \sin \frac{136}{2} + \frac{\pi}{2} \cdot (63 + 250) + \frac{\pi \cdot 22}{180} \cdot (250 - 63) = 1027,05 \text{ mm} \end{aligned} \quad (4.12)$$

Doplňkový úhel:

$$\gamma = 90 - \frac{\alpha}{2} = 90 - \frac{136}{2} = 22^\circ \quad (4.13)$$

Dle ČSN 02 3110 [1] je výpočtová délka řemene normalizována na  $L_p = 1000 \text{ mm}$ .

Skutečná osová vzdálenost:

$$\begin{aligned} A_{SK} &= \frac{1,04 \cdot L_p - \frac{\pi}{2} \cdot (D_1 + D_2) - \frac{\pi \cdot \gamma}{180} \cdot (D_2 - D_1)}{2 \cdot \sin \frac{\alpha}{2}} \\ &= \frac{1,04 \cdot 1000 - \frac{\pi}{2} \cdot (63 + 250) - \frac{\pi \cdot 22}{180} \cdot (250 - 63)}{2 \cdot \sin \frac{136}{2}} = 256,98 \text{ mm} \end{aligned} \quad (4.14)$$

Celkový počet řemenů:

$$K = \frac{P_1}{N_p \cdot C_k} = \frac{0,75}{0,46 \cdot 0,95} = 1,72 \Rightarrow 2 \text{ řemeny} \quad (4.15)$$

Dle ČSN 02 3111 [1] je součinitel počtu řemenů v převodu  $C_k = 0,95$ .

Skutečný výkon přenášený 1 řemenem:

$$N_p = N_0 \cdot \frac{C_a \cdot C_L}{C_p} = 0,54 \cdot \frac{0,89 \cdot 1,06}{1,1} = 0,46 \text{ kW} \quad (4.16)$$

### 4.3 Výpočet předpětí řemene

Předpětí řemene (obr. 4.4):

$$F_0 = k \cdot \frac{F}{2} \cdot \frac{e^{f_K \cdot \bar{\alpha}} + 1}{e^{f_K \cdot \bar{\alpha}} - 1} = 1,5 \cdot \frac{161,9}{2} \cdot \frac{2,718^{1,4 \cdot 2,46} + 1}{2,718^{1,4 \cdot 2,46} - 1} = 129,44 \text{ N} \quad (4.17)$$

Přenášená obvodová síla:

$$F = \frac{2 \cdot T_1}{D_1} = \frac{2 \cdot 5,1}{0,063} = 161,9 \text{ N} \quad (4.18)$$

Součinitel tření v klínové drážce:

$$f_K = \frac{f}{\sin \frac{\alpha}{2}} = \frac{0,41}{\sin \frac{34^\circ}{2}} = 1,4 \quad (4.19)$$

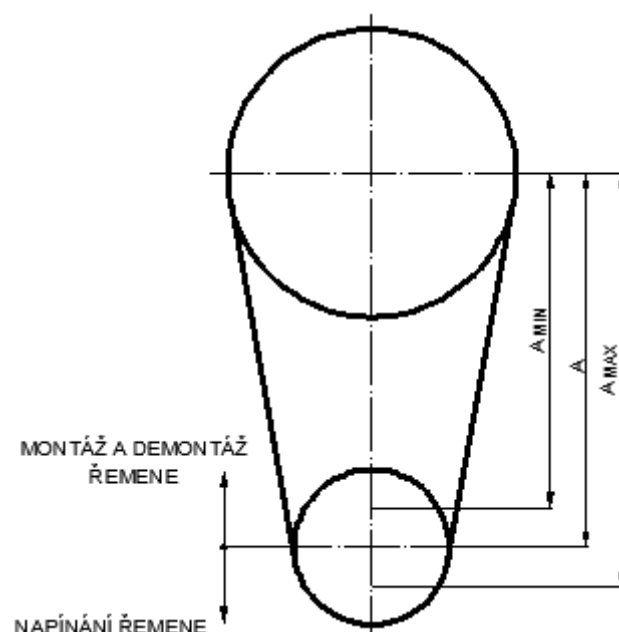
Součinitel vláknového tření:

$$f = f_0 + 0,012 \cdot v_1 = 0,35 + 0,012 \cdot 4,65 = 0,41 \quad (4.20)$$

Osová vzdálenost musí být měnitelná v těchto mezích (obr. 4.5):

$$A_{MIN} = A_{SK} - 0,015 \cdot L_p = 256,98 - 0,015 \cdot 1000 = 241,98 \text{ mm} \quad (4.21)$$

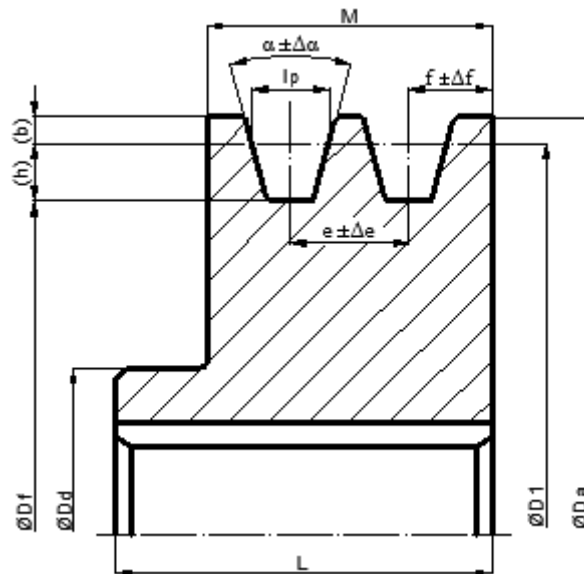
$$A_{MAX} = A_{SK} + 0,030 \cdot L_p = 256,98 + 0,030 \cdot 1000 = 286,98 \text{ mm} \quad (4.22)$$



Obr. 4.5 Osové vzdálenosti pro nasazení a napínání řemene

## 4.4 Návrh malé klínové řemenice

Hnací řemenice (obr. 4.6) je vyrobena soustružením z konstrukční oceli 11 500. Rozměry a tolerance drážky jsou v tab. 4.1 dle ČSN 02 3180 [1].



Obr. 4.6 Kreslení hnací řemenice

Tab. 4.1 Rozměry drážky v [mm]

Průřez řemene	$l_p$	$b_{MIN}$	$h_{MIN}$	$e$	$\Delta e$	$f$	$\Delta f$
Z	8,5	2,5	7	12	$\pm 0,3$	8	$\pm 1$

Šířka věnce řemenice:

$$M = (K - 1) \cdot e + 2 \cdot f = (2 - 1) \cdot 12 + 2 \cdot 8 = 28 \text{ mm} \quad (4.23)$$

Průměr vrtání řemenice se zjednodušeně navrhne z namáhání krutu [3],  $\tau_D = (15 \div 25)$

MPa, volím  $\tau_D = 20$  MPa:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T_1}{\pi \cdot \tau_D}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 5100}{\pi \cdot 20}} = 10,91 \text{ mm} \quad (4.24)$$

Dle průměru hnacího hřídele motoru Siemens, 1LF7083-4AB je volen průměr vrtání řemenice  $d = 19$  mm.

Šířka náboje  $L$  [mm] se volí podle délky těsného pera  $l \leq L$  [2].

Délka těsného pera  $l$  dle ČSN 02 2562 [1] z pevnostní kontroly na otláčení (obr. 4.7):

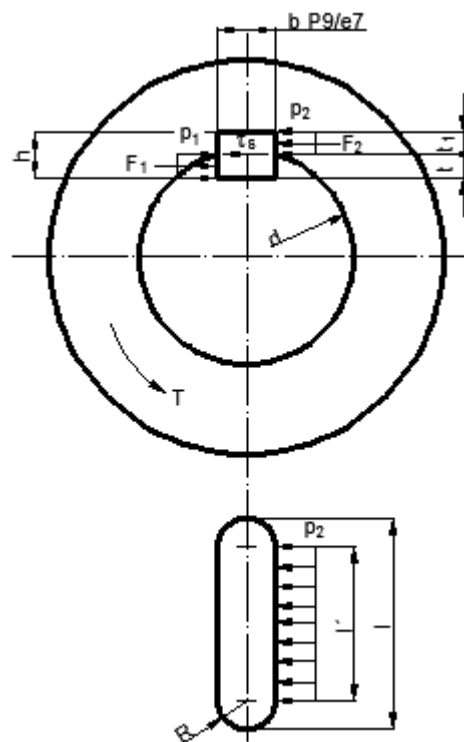
$$l = l' + b = 1,52 + 6 = 7,52 \text{ mm} \quad (4.25)$$

$$p_2 \leq p_{D2}$$

$$l' = \frac{F_2}{p_{D2} \cdot t_1} = \frac{474,42}{125 \cdot 2,5} = 1,52 \text{ mm} \quad (4.26)$$

$$F_2 = \frac{T_1}{\frac{d}{2} + \frac{t_1}{2}} = \frac{5100}{\frac{19}{2} + \frac{2,5}{2}} = 474,42 \text{ N} \quad (4.27)$$

Dovolený měrný tlak pro ocelovou řemenici je v rozmezí  $p_{D2} = (100 \div 150)$  MPa, volen  $p_{D2} = 125$  MPa. Volena délka pera  $l = 32$  mm.



Obr. 4.7 Kontrola těsného pera na otláčení

## 5 Návrh kuželového soukolí s přímými zuby

Aby byl průměr bubnu cca 500 mm, musí být vnitřní hlavový průměr  $d_{ai}$  cca 600 mm. Toto je zajištěno volbou modulu  $m = 5$  mm. Dále je volen počet zubů pastorku  $z_1 = 21$  zubů. Geometrie ozubení je uvedena v příloze (obr. 5.1 Geometrie kuželového soukolí).

Počet zubů kola:

$$z_2 = z_1 \cdot i_{3,4} = 21 \cdot 8 = 168 \text{ zubů} \quad (5.1)$$

Volena poměrná šířka kola:

$$\psi_L = \frac{b_{1,2}}{R} = 0,3 \quad (5.2)$$

Úhel površky roztečného kužele pastorku:

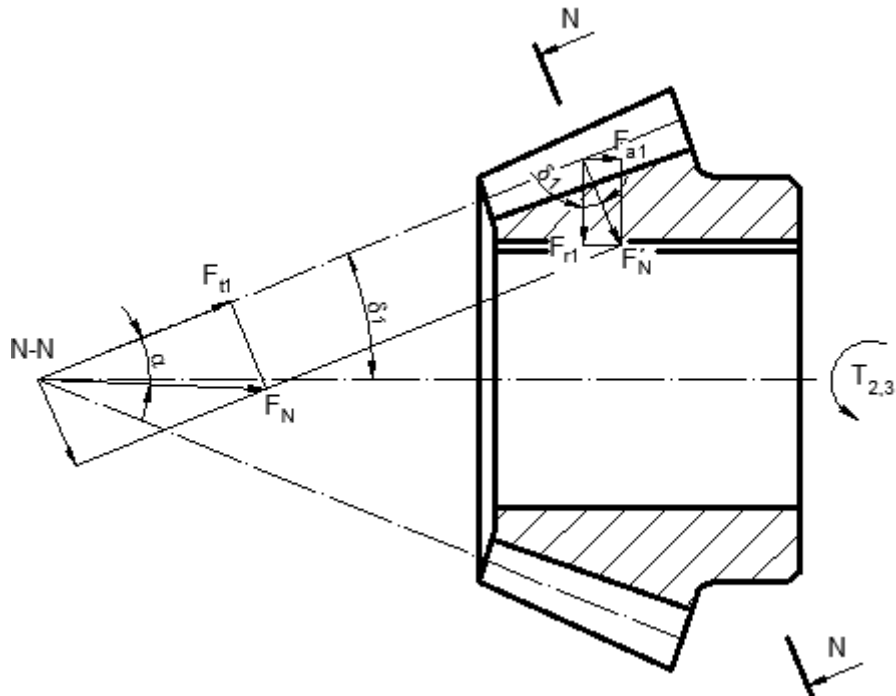
$$\delta_1 = \arctg \left( \frac{1}{i_{3,4}} \right) = \arctg \left( \frac{1}{8} \right) = 7,13^\circ \quad (5.3)$$

Poměrná šířka:

$$\psi_m = \psi_L \cdot \frac{z_1}{2 \cdot \sin \delta_1} = 0,3 \cdot \frac{21}{2 \cdot \sin 7,13^\circ} = 12,7 \quad (5.4)$$

## 5.1 Silové poměry v ozubení

Na obr. 5.2 jsou znázorněny silové poměry působící na pastorek.



Obr. 5.2 Silové poměry na kuželovém pastorku

Tečná síla působící na pastorek i kolo:

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2 \cdot T_{2,3}}{d_{m1}} = \frac{2 \cdot 20,13 \cdot 10^3}{91,36} = 440,67 \text{ N} \quad (5.5)$$

Radiální síla působící na pastorek:

$$F_{r1} = F_{t1} \cdot \tan \alpha \cdot \cos \delta_1 = 440,67 \cdot \tan 20^\circ \cdot \cos 7,13^\circ = 159,15 \text{ N} \quad (5.6)$$

Axiální síla působící na pastorek:

$$F_{a1} = F_{t1} \cdot \tan \alpha \cdot \sin \delta_1 = 440,67 \cdot \tan 20^\circ \cdot \sin 7,13^\circ = 19,91 \text{ N} \quad (5.7)$$

Radiální síla působící na kolo:

$$F_{r2} = F_{a1} = 19,91 \text{ N} \quad (5.8)$$

Axiální síla působící na kolo:

$$F_{a2} = F_{r1} = 159,15 \text{ N} \quad (5.9)$$



## 6 Zatížení hřídele

Na hřídel působí síla  $F_V$  z hnané řemenice (obr. 4.4), je to výslednice předepjatých sil  $F_0$ . Od kuželového soukolí působí tečná síly  $F_t$ , radiální síla  $F_r$  a axiální síla  $F_a$ , které jsou spočteny v kapitole 5.1.

Síla působící z hnané řemenice:

$$F_V = \sqrt{F_0^2 + F_0^2 + 2 \cdot F_0 \cdot F_0 \cdot \cos 2 \cdot \gamma} = \sqrt{129,44^2 + 129,44^2 + 2 \cdot 129,44 \cdot 129,44 \cdot \cos 2 \cdot 22^\circ}$$

$$= 240,03 \text{ N} \quad (6.1)$$

### 6.1 Výpočet a průběh ohybových a točivých momentů a posouvajících sil

V příloze je na obr. 6.1 znázorněno působení sil na hřídel v rovině x – y a průběhy ohybových a točivých momentů a posouvajících sil.

Výpočet reakcí:

$$\sum M_B = F_{r1} \cdot (a + b) - F_{a1} \cdot r_m - R_{xyA} \cdot b - F_V \cdot c = 0 \quad (6.2)$$

$$R_{xyA} = \frac{F_{r1} \cdot (a + b) - F_{a1} \cdot r_m - F_V \cdot c}{b} = \frac{159,15 \cdot (97,2 + 51) - 19,91 \cdot 45,68 - 240,03 \cdot 41,9}{51}$$

$$= 247,44 \text{ N} \quad (6.3)$$

$$\sum M_A = F_{r1} \cdot a - F_{a1} \cdot r_m - R_{xyB} \cdot b - F_V \cdot (b + c) = 0 \quad (6.4)$$

$$R_{xyB} = \frac{F_{r1} \cdot a - F_{a1} \cdot r_m - F_V \cdot (b + c)}{b} = \frac{159,15 \cdot 97,2 - 19,91 \cdot 45,68 - 240,03 \cdot (51 + 41,9)}{51}$$

$$= -151,74 \text{ N} \quad (6.5)$$

$$\sum F_y = -F_{r1} + R_{xyA} - R_{xyB} - F_V = -159,15 + 247,44 - (-151,74) - 240,03 = 0 \quad (6.6)$$

$$R_{aA} = F_{a1} = 19,91 \text{ N} \quad (6.7)$$

Průběh ohybových a točivých momentů a posouvajících sil v oblasti řezu A-A.

Rovnice průběhu ohybových momentů:

$$M_{oxyx1} = -F_{r1} \cdot x_1 + F_{a1} \cdot r_m \quad (6.8)$$

$$x_1 = 0 \rightarrow M_{oxyx1} = -159,15 \cdot 0 + 19,91 \cdot 45,68 = 909,49 \text{ Nmm} \quad (6.9)$$

$$x_1 = a \rightarrow M_{oxyx1} = -159,15 \cdot 97,2 + 19,91 \cdot 45,68 = -14559,89 \text{ Nmm} \quad (6.10)$$

Rovnice průběhu točivých momentů:

$$T_{xyx1} = T_{2,3} = 20130 \text{ Nmm} \quad (6.11)$$

Rovnice průběhu posouvajících sil:

$$F_{xyx1} = -F_{r1} = -159,15 \text{ N} \quad (6.12)$$

Průběh ohybových a točivých momentů a posouvajících sil v oblasti řezu B-B.

Rovnice průběhu ohybových momentů:

$$M_{oxyx2} = -F_{r1} \cdot x_2 + F_{a1} \cdot r_m + R_{xyA} \cdot (x_2 - a) \quad (6.13)$$

$$\begin{aligned} x_2 = a \rightarrow M_{oxyx2} &= -159,15 \cdot 97,2 + 19,91 \cdot 45,68 + 247,44 \cdot (97,2 - 97,2) \\ &= -14559,89 \text{ Nmm} \end{aligned} \quad (6.14)$$

$$\begin{aligned} x_2 = a + b \rightarrow M_{oxyx2} &= -159,15 \cdot (97,2 + 51) + 19,91 \cdot 45,68 + 247,44 \cdot (97,2 + 51 - 97,2) \\ &= -10057,10 \text{ Nmm} \end{aligned} \quad (6.15)$$

Rovnice průběhu točivých momentů:

$$T_{xyx2} = T_{2,3} = 20130 \text{ Nmm} \quad (6.16)$$

Rovnice průběhu posouvajících sil:

$$F_{xyx2} = -F_{r1} + R_{xyA} = -159,15 + 247,44 = 88,29 \text{ N} \quad (6.17)$$

Průběh ohybových a točivých momentů a posouvajících sil v oblasti řezu C-C.

Rovnice průběhu ohybových momentů:

$$M_{oxyx3} = -F_V \cdot x_3 \quad (6.18)$$

$$x_3 = 0 \rightarrow M_{oxyx3} = -240,03 \cdot 0 = 0 \text{ Nmm} \quad (6.19)$$

$$x_3 = c \rightarrow M_{oxyx3} = -240,03 \cdot 41,9 = -10057,26 \text{ Nmm} \quad (6.20)$$

Rovnice průběhu točivých momentů:

$$T_{xyx3} = T_{2,3} = 20130 \text{ Nmm} \quad (6.21)$$

Rovnice průběhu posouvajících sil:

$$F_{xyx3} = F_V = 240,03 \text{ N} \quad (6.22)$$

V příloze je na obr. 6.2 znázorněno působení sil na hřídel v rovině x – z a průběhy ohybových a točivých momentů a posouvajících sil.

Výpočet reakcí:

$$\sum M_B = F_{t1} \cdot (a + b) - R_{xzA} \cdot b = 0 \quad (6.23)$$

$$R_{xzA} = \frac{F_{t1} \cdot (a + b)}{b} = \frac{440,67 \cdot (97,2 + 51)}{51} = 1280,54 \text{ N} \quad (6.24)$$

$$\sum M_A = F_{t1} \cdot a - R_{xzB} \cdot b = 0 \quad (6.25)$$

$$R_{xzB} = \frac{F_{t1} \cdot a}{b} = \frac{440,67 \cdot 97,2}{51} = 839,87 \text{ N} \quad (6.26)$$

$$\sum F_y = -F_{t1} + R_{xzA} - R_{xzB} = -440,67 + 1280,54 - 839,87 = 0 \quad (6.27)$$

Průběh ohybových a točivých momentů a posouvajících sil v oblasti řezu A-A.

Rovnice průběhu ohybových momentů:

$$M_{oxzxl} = -F_t \cdot x_1 \quad (6.28)$$

$$x_1 = 0 \rightarrow M_{oxzxl} = -440,67 \cdot 0 = 0 \text{ Nmm} \quad (6.29)$$

$$x_1 = a \rightarrow M_{oxzxl} = -440,67 \cdot 97,2 = -42833,12 \text{ Nmm} \quad (6.30)$$

Rovnice průběhu točivých momentů:

$$T_{xzx1} = T_{2,3} = 20130 \text{ Nmm} \quad (6.31)$$

Rovnice průběhu posouvajících sil:

$$F_{xzx1} = -F_{t1} = -440,67 \text{ N} \quad (6.32)$$

Průběh ohybových a točivých momentů a posouvajících sil v oblasti řezu B-B.

Rovnice průběhu ohybových momentů:

$$M_{oxz\chi 2} = -F_{t1} \cdot x_2 + R_{xzA} \cdot (x_2 - a) \quad (6.33)$$

$$x_2 = a \rightarrow M_{oxz\chi 2} = -440,67 \cdot 97,2 + 1280,54 \cdot (97,2 - 97,2) = -42833,12 \text{ Nmm} \quad (6.34)$$

$$\begin{aligned} x_2 = a + b \rightarrow M_{oxz\chi 2} &= -440,67 \cdot (97,2 + 51) + 1280,54 \cdot (97,2 + 51 - 97,2) \\ &= 0,246 \text{ Nmm} \end{aligned} \quad (6.35)$$

Rovnice průběhu točivých momentů:

$$T_{xz\chi 2} = T_{2,3} = 20130 \text{ Nmm} \quad (6.36)$$

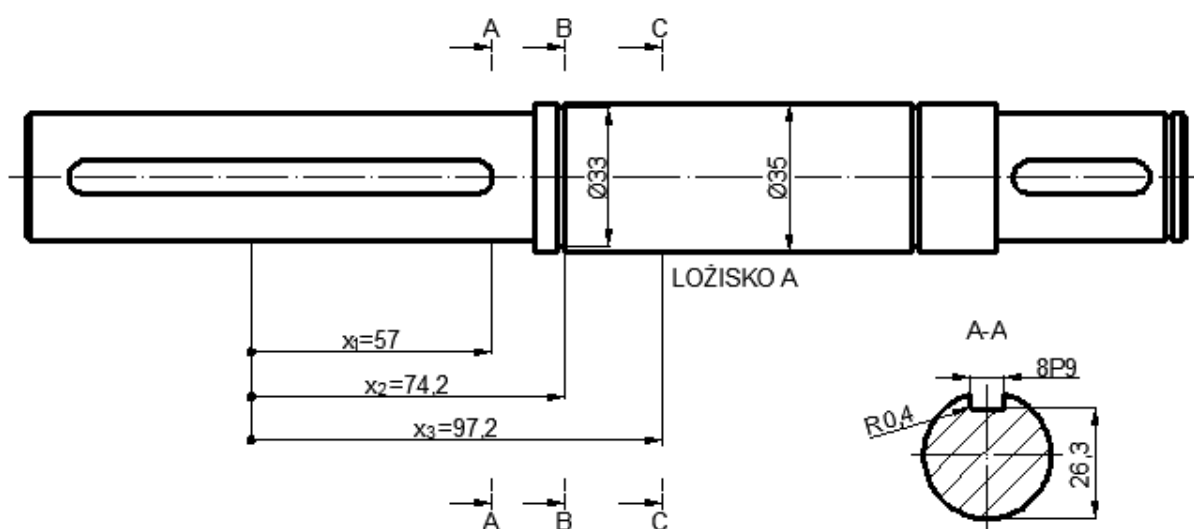
Rovnice průběhu posouvajících sil:

$$F_{xz\chi 2} = -F_{t1} + R_{xzA} = -440,67 + 1280,54 = 839,87 \text{ N} \quad (6.37)$$

## 7 Bezpečnost hřídele

Průřezy s největší koncentrací ohybového a točivého momentu a průřezy, kde může nastat největší koncentrace napětí je nutné zkontrolovat (obr. 7.1). Na hřídeli je více těchto průřezů, přičemž početně kontrolovány jsou jen průřezy B-B a C-C.

### 7.1 Definování nebezpečných průřezů a stanovení jejich namáhání



Obr. 7.1 Definování průřezů pro statickou a dynamickou kontrolu

Rovnice průběhu ohybových momentů v oblasti řezů B-B a C-C v rovině x – y podle rovnice 6.8:

$$x_2 = 74,2 \rightarrow M_{oxyx2BB} = -159,15 \cdot 74,2 + 19,91 \cdot 45,68 = -10899,44 \text{ Nmm} \quad (7.1)$$

$$x_3 = 97,2 \rightarrow M_{oxyx3CC} = -159,15 \cdot 97,2 + 19,91 \cdot 45,68 = -14559,89 \text{ Nmm} \quad (7.2)$$

Rovnice průběhu ohybových momentů v oblasti řezů B-B a C-C v rovině x – z podle rovnice 6.28:

$$x_2 = 74,2 \rightarrow M_{oxzx2BB} = -440,67 \cdot 74,2 = -32697,71 \text{ Nmm} \quad (7.3)$$

$$x_3 = 97,2 \rightarrow M_{oxzx3CC} = -440,67 \cdot 97,2 = -42833,12 \text{ Nmm} \quad (7.4)$$

Průběh točivých momentů se započtením dynamického součinitele  $K_A = 1,5$ :

$$T_{xyx2BB-x3CC} = T_{2,3} = 20130 \text{ Nmm} \quad (7.5)$$

Výsledný ohybový moment v průřezu B-B se započtením dynamického součinitele

$K_A = 1,5$ :

$$\begin{aligned} M_{oBB} &= \sqrt{(K_A \cdot M_{oxyx2BB})^2 + (K_A \cdot M_{oxzx2BB})^2} = \sqrt{(1,5 \cdot (-10899,44))^2 + (1,5 \cdot (-32697,71))^2} \\ &= 51699,72 \text{ Nmm} \end{aligned} \quad (7.6)$$

Výsledný ohybový moment v průřezu C-C:

$$\begin{aligned} M_{oCC} &= \sqrt{(K_A \cdot M_{oxyx3CC})^2 + (K_A \cdot M_{oxzx3CC})^2} = \sqrt{(1,5 \cdot (-14559,89))^2 + (1,5 \cdot (-42833,12))^2} \\ &= 67860,15 \text{ Nmm} \end{aligned} \quad (7.7)$$

## 7.2 Statická kontrola hřídele

Ohybové napětí v průřezu B-B:

$$\sigma_{soBB} = \frac{32 \cdot M_{oBB}}{\pi \cdot d_{BB}^3} \cdot \alpha_{oBB} = \frac{32 \cdot 51699,72}{\pi \cdot 33^3} \cdot 2,7 = 39,57 \text{ MPa} \quad (7.8)$$

$\alpha_{oBB}$  podle [5]

Smykové napětí v průřezu B-B:

$$\tau_{sBB} = \frac{16 \cdot T_{xyx2BB-x3CC}}{\pi \cdot d_{BB}^3} \cdot \alpha_{\tau BB} = \frac{16 \cdot 20130}{\pi \cdot 33^3} \cdot 1,8 = 5,14 \text{ MPa} \quad (7.9)$$

$\alpha_{\tau BB}$  podle [5]

Redukované napětí v průřezu B-B podle Guesta:

$$\sigma_{redBB} = \sqrt{\sigma_{soBB}^2 + 4 \cdot \tau_{sBB}^2} = \sqrt{39,57^2 + 4 \cdot 5,14^2} = 40,88 \text{ MPa} \quad (7.10)$$

Součinitel statické bezpečnosti v průřezu B-B:

$$k_{sBB} = \frac{R_{e11600}}{\sigma_{redBB}} = \frac{325}{40,88} = 7,95 \quad (7.11)$$

Ohybové napětí v průřezu C-C:

$$\sigma_{soCC} = \frac{32 \cdot M_{oCC}}{\pi \cdot d_{CC}^3} = \frac{32 \cdot 67860,15}{\pi \cdot 35^3} = 16,12 \text{ MPa} \quad (7.12)$$

Smykové napětí v průřezu C-C:

$$\tau_{sCC} = \frac{16 \cdot T_{yx2BB-x3CC}}{\pi \cdot d_{CC}^3} = \frac{16 \cdot 20130}{\pi \cdot 35^3} = 2,39 \text{ MPa} \quad (7.13)$$

Redukované napětí v průřezu C-C podle Gesta:

$$\sigma_{redCC} = \sqrt{\sigma_{soCC}^2 + 4 \cdot \tau_{sCC}^2} = \sqrt{16,12^2 + 4 \cdot 2,39^2} = 16,81 \text{ MPa} \quad (7.14)$$

Součinitel statické bezpečnosti v průřezu C-C:

$$k_{sCC} = \frac{R_{e11600}}{\sigma_{redCC}} = \frac{325}{16,81} = 19,33 \quad (7.15)$$

### 7.3 Dynamická kontrola hřídele

Mez únavy v ohybu oceli 11 600.1 podle [5] pro hladký vzorek:

$$\sigma_{Co11600} = 0,49 \cdot R_{m11600} = 0,49 \cdot 600 = 294 \text{ MPa} \quad (7.16)$$

Vrubový součinitel v průřezu B-B podle Neubergera [5]:

$$\beta_{BB} = 1 + \frac{\alpha_{oBB} - 1}{1 + \frac{\sqrt{A}}{\sqrt{\rho_{BB}}}} = 1 + \frac{2,7 - 1}{1 + \frac{\sqrt{0,35}}{\sqrt{0,55}}} = 1,95 \quad (7.17)$$

$\sqrt{A}, \rho_{BB}$  podle [5]

Mez únavy skutečné součásti v průřezu B-B:

$$\sigma_{CoBB11600}^* = \sigma_{Co11600} \cdot \frac{\varepsilon_{vBB} \cdot \eta_{pBB}}{\beta_{BB}} = 294 \cdot \frac{0,86 \cdot 0,78}{1,95} = 101,14 \text{ MPa} \quad (7.18)$$

$\varepsilon_{vBB}, \eta_{pBB}$  podle [5]

Amplituda napětí v průřezu B-B:

$$\sigma_{aoBB} = \frac{32 \cdot M_{oBB}}{\pi \cdot d_{BB}^3} = \frac{32 \cdot 51699,72}{\pi \cdot 33^3} = 14,65 \text{ MPa} \quad (7.19)$$

Součinitel dynamické bezpečnosti v ohybu v průřezu B-B:

$$k_{d\sigma BB} = \frac{\sigma_{CoBB11600}^*}{\sigma_{aoBB}} = \frac{101,14}{14,65} = 6,91 \quad (7.20)$$

Součinitel statické bezpečnosti ve smyku v průřezu B-B:

$$k_{s\tau BB} = \frac{0,577 \cdot R_{e11600}}{\tau_{sBB}} = \frac{0,577 \cdot 325}{5,14} = 36,48 \quad (7.21)$$

Výsledná bezpečnost v průřezu B-B:

$$k_{vBB} = \frac{k_{d\sigma BB} \cdot k_{s\tau BB}}{\sqrt{k_{d\sigma BB}^2 + k_{s\tau BB}^2}} = \frac{6,91 \cdot 36,48}{\sqrt{6,91^2 + 36,48^2}} = 6,79 \quad (7.22)$$

Vrubový součinitel v průřezu C-C podle Neubergera [5]:

$$\beta_{CC} = 1 + \frac{\alpha_{\sigma CC} - 1}{1 + \frac{\sqrt{A}}{\sqrt{\rho_{CC}}}} = 1 + \frac{1 - 1}{1 + \frac{\sqrt{0,35}}{\sqrt{1}}} = 1 \quad (7.23)$$

$\sqrt{A}$ ,  $\rho_{CC}$  podle [5]

Mez únavy skutečné součásti v průřezu C-C:

$$\sigma_{CoCC11600}^* = \sigma_{Co11600} \cdot \frac{\varepsilon_{vCC} \cdot \eta_{pCC}}{\beta_{CC}} = 294 \cdot \frac{0,86 \cdot 0,92}{1} = 232,61 \text{ MPa} \quad (7.24)$$

$\varepsilon_{vCC}$ ,  $\eta_{pCC}$  podle [5]

Amplituda napětí v průřezu C-C:

$$\sigma_{aoCC} = \frac{32 \cdot M_{oCC}}{\pi \cdot d_{CC}^3} = \frac{32 \cdot 67860,15}{\pi \cdot 35^3} = 16,12 \text{ MPa} \quad (7.25)$$



Součinitel dynamické bezpečnosti v ohybu v průřezu C-C:

$$k_{d\sigma CC} = \frac{\sigma_{CoCC11600}^*}{\sigma_{aoCC}} = \frac{232,61}{16,12} = 14,43 \quad (7.26)$$

Součinitel statické bezpečnosti ve smyku v průřezu C-C:

$$k_{s\tau CC} = \frac{0,577 \cdot R_{e11600}}{\tau_{sCC}} = \frac{0,577 \cdot 325}{2,39} = 78,46 \quad (7.27)$$

Výsledná bezpečnost v průřezu C-C:

$$k_{vCC} = \frac{k_{d\sigma CC} \cdot k_{s\tau CC}}{\sqrt{k_{d\sigma CC}^2 + k_{s\tau CC}^2}} = \frac{14,43 \cdot 78,46}{\sqrt{14,43^2 + 78,46^2}} = 14,19 \quad (7.28)$$

## 8 Závěr

Výsledkem této bakalářské práce je stavební míchačka s užitečným objemem 120 litrů. V úvodu byly stanoveny cíle, kterých mělo být dosaženo. Nyní, v závěru práce lze konstatovat, že stanovené cíle byly splněny. Byl vypracován konstrukční návrh stavební míchačky dle zadaných podmínek, zpracován přehled stavebních míchaček na trhu a byly provedeny základní návrhové a kontrolní výpočty zvoleného provedení pohonu stroje. V úvahu připadaly ještě další prvky stroje, kde mohly být provedeny návrhové a kontrolní výpočty, ale rozsah práce toto neumožnil. Proto byly výpočty zaměřeny jen na pohon stroje.

Závěrem bych rád poděkoval Ing. Danielu Pišťáčkovi, Ph.D. a také prof. Dr. Ing. Miloši Němčkovi za cenné rady a vedení při zpracování bakalářské práce.

## 9 Seznam použité literatury

### Knihy a příručky:

- [1] LEINVEBER, J., VÁVRA, P.: *Strojnické tabulky*. Albra – Pedagogické nakladatelství, Úvaly, 2003. ISBN 80-86490-74-2.
- [2] KALÁB, K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části spojovací*. 1. vyd. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2008, 91 s., ISBN 978-80-248-1290-8.
- [3] KALÁB, K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části pohonů strojů*. 1. vyd. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2008, 130 s., ISBN 978-80-248-1860-3.
- [4] KALÁB, K.: *Návrh a výpočet řemenového převodu – vysokoškolská příručka*. Ostrava 2008
- [5] MORAVEC, V., HAVLÍK, J.: *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. 1. vyd. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2005, 72 s. ISBN 80-248-0878-1.
- [6] ŠVERCL, J.: *Technické kreslení a deskriptivní geometrie*. Scientia – Pedagogické nakladatelství, Praha, 2003. ISBN 80-7183-297-9.

### Internet:

- [7] *Elprim-tech s.r.o.* [online]. Poslední revize 2.6.2008. <<http://www.elprim.cz>>
- [8] *Míchačky a míchadla stavebních směsí* [online]. c2010. <<http://www.stavebni-michacky.cz/>>
- [9] *Stavební míchačky Atika* [online]. c2010. <<http://www.michacky-atika.cz/>>
- [10] *Aba-service Bocker* [online]. c2008. <<http://www.abaservice.cz/michacky/>>
- [11] *Filamos* [online]. c2006. <<http://www.filamos.cz/stavebni-stroje/michacky/>>
- [12] *Stavební míchačka 125 L s ocelovým ozubením* [online]. <[http://www.maxeuro.cz/stavebni-michacka-125-l-s-ocelovym-ozubenim-d\\_42.html](http://www.maxeuro.cz/stavebni-michacka-125-l-s-ocelovym-ozubenim-d_42.html)>
- [13] *Manual\_abm\_135* [online]. c2008. <[http://www.paclik.cz/userfiles/file/kestazeni/manual\\_abm\\_135.pdf](http://www.paclik.cz/userfiles/file/kestazeni/manual_abm_135.pdf)>
- [14] *Stavební míchačka Belle Minimix 150* [online]. c2008. <<http://www.almipraha.cz/stavebni-michacka-belle-minimix-150~z407004.html>>
- [15] *ITAL-EST spol. s.r.o.* [online]. c2007. <<http://www.stroje-stavebni.eu/stavebni-michacky.php>>
- [16] *Stavební stroje – Míchačky stavební Belle* [online]. c2004. <[http://www.pracos.cz/index.php?id=stroje3\\_michacky\\_belle](http://www.pracos.cz/index.php?id=stroje3_michacky_belle)>
- [17] *MONTAKO* [online]. c2007. <<http://www.montako.cz/>>

## 10 Seznam příloh

NÁZEV	OZNAČENÍ	FORMÁT
Míchačka	JAS143-SB3KSS04	A1
Hřídel	JAS143-SB3KSS04-12	A3
Kusovník	JAS143-SB3KSS04-K	A4
Geometrie ozubení	Obr. 5.1	A4
Působení sil na hřídel v rovině $x - y$	Obr. 6.1	A3
Působení sil na hřídel v rovině $x - z$	Obr. 6.2	A3

### **Použitý software:**

Microsoft Office Word 2007

Microsoft Office Powerpoint 2007

Autodesk AutoCAD 2010